

ESTUDIO TEORICO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE ELIPTICO

J. Almirón, M. Lara¹

Laboratorio de Energías Alternativas (LEA-IFIR-FCEIA)

Av. Pellegrini 250 - CP 2000 – Rosario – Argentina

Fax: 54 – 0341 - 4802655 - E mail: joalmiron@frro.utn.edu.ar; malara@fceia.unr.edu.ar

RESUMEN. En este desarrollo se calculó y diseñó un modelo físico teórico de un colector solar de aire, a los fines de disponer de un dispositivo energético factible de ser utilizado en procesos agroindustriales y en el acondicionamiento térmico de ambientes en el hábitat. Este diseño contempla un solo colector de trabajo. El enfoque a utilizar es cuantitativo; para ello se realizaron simulaciones a partir de datos meteorológicos para la ciudad de Macachín, La Pampa, en forma estacional. Los resultados obtenidos son favorables en términos de eficiencia energética.

Palabras claves: energía solar, transferencia de calor, simulación, eficiencia.

INTRODUCCIÓN

El aumento de temperatura del aire de algunos grados por encima de la temperatura ambiente se puede lograr con sistemas simplificados de colectores solares. Existen numerosos diseños de colectores solares de aire (Bistoni et al., 2003) con el correspondiente análisis de los procesos de transferencia de calor que ocurren. Los materiales de construcción utilizados normalmente para la construcción de estos, son de fácil adquisición y económicos, de manera que a la hora de analizar costos, según su eficiencia, esto no sea un impedimento práctico de realización. La estanqueidad de la unión de las piezas es importante, para evitar pérdidas térmicas, acumulación de humedad y elementos extraños que puedan dificultar la normal operación.

El sistema consiste de un colector de sección transversal elíptica, longitudinal, donde para forzar el aire caliente se utiliza ventilador centrífugo para hacerlo circular desde el colector hacia recintos o cámaras de secado.

El siguiente trabajo plantea coeficientes de transferencia de calor de un modelo geométrico distinto de colector solar, calcula los mismos, estimando el coeficiente global de pérdidas de calor del colector, para cada estación anual, considerando al sistema como constituido por resistencias térmicas de manera similar al de un sistema eléctrico. Se establece un modelo de balance energético dividido en tres partes del dispositivo. Obtenemos eficiencia promedio de cada estación anual, como así también las necesidades energéticas por el método f-Chart para cada mes del año. Por supuesto que los valores que se obtengan en la práctica se verán afectados por condiciones meteorológicas como nubosidad, precipitación, granizo, etc. Los valores numéricos que se obtuvieron, son teóricos y promediados, según las diversas fuentes de información y obtenidos a través del software MATLAB 5.1.

Los datos meteorológicos de Macachín fueron obtenidos del promedio de 22 años del período que comprende desde 1983 hasta 2005, que fueron registrados por la NASA, mediante simulaciones realizadas en base a datos satelitales, y datos obtenidos de medidas directas desde 1941 a 1976. Estos fueron correlacionados para obtener los datos medios mensuales. Los datos de radiación sobre superficie inclinada y absorbida por la superficie del colector, fueron obtenidos a partir de los datos de radiación sobre superficie horizontal. En esto se considero latitud del lugar, declinación solar, índice de Nubosidad, ángulo horario, ángulo óptimo de inclinación del colector, producto de transmitancia por absorbancia del captador a través de sus componentes directa, difusa y reflejada, radiación solar extraterrestre, factor de transmisión de la atmósfera y reflectancia del suelo. Así se logra simular y obtener valores de radiación sobre superficie inclinada, desarrollando un programa de cálculo que contempla las consideraciones descriptas arriba.

DESCRIPCION DEL PROTOTIPO

El sistema construido esta compuesto de un colector solar de forma elíptica, donde la elipse la forman dos cubiertas de policarbonato alveolar de 4 mm de espesor, y de 1.03 m x 5.8 m. Existe una placa absorbadora en su interior compuesta de chapa galvanizada de 1.25 mm de espesor, de 1 m x 5.8 m, y pintada de negro mate. Esta placa divide el compartimiento interior de circulación en dos partes; la superior y la inferior. La placa inferior de policarbonato esta aislada térmicamente con espuma de poliuretano de 1 cm. La dimensión de compartimentos es de 0.1 m del diámetro menor. Los extremos laterales se encuentran unidos por perfiles de aluminio a través de tornillos pasantes y aislada térmicamente esa zona. Este colector puede estar montado a través de perfiles o caños en L, de manera de poder regular su orientación cuando lo requiera, según la época del año.

¹ Investigador de CONICET

También requiere adaptación en una de sus bocas para conectar a la cañería principal de extracción del aire por medio del ventilador; la otra boca deberá tener un sistema de regulación de aire para variar el caudal si lo requiere. Se plantea una velocidad fija del aire interior en 2 m/s.

Cuando la posición del colector es inclinada, la mejor orientación es de este-oeste. En esta disposición no se verá muy afectado las propiedades ópticas del colector ya sea de mañana o tarde por el efecto de las nervaduras del policarbonato. Cerca del mediodía solar los rayos incidirán en forma perpendicular; esto hace que las propiedades ópticas del policarbonato alveolar no sean tan importantes, de manera de incidir sobre la transmitancia del material.

La circulación de aire en el interior del colector es de tipo forzada, y se realiza por ventilador centrífugo ubicado en el extremo de un conducto rectangular. Este conducto tiene salida en la parte lateral para conectar la boca del colector.

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los procesos de transferencia de calor considerados son:

Procesos convectivos entre el fluido y placa hc_{p-f} , entre fluido y cubierta hc_{c-f} , y debido la convección del viento hc_{c-a} por la parte superior y a través de una capa de aire estacionario U_b por la base.

Procesos radiativos entre placas hr_{p-c} , cubierta y cielo hr_{c-s} , y entre placa y cielo hr_{p-s} debido a que el plástico es semiopaco a la radiación infrarroja.

No se consideró la inercia térmica de cubierta de policarbonato, ni de la placa absorbidora. La pérdida de calor por la cubierta inferior ($1/U_b$), lo consideramos como la pérdida por conducción a través de paredes en serie a través de una capa de aire estacionario. Esto estará dado por la suma de los productos de los coeficientes de conductividad térmica del aislante y placa absorbidora por sus correspondientes espesores.

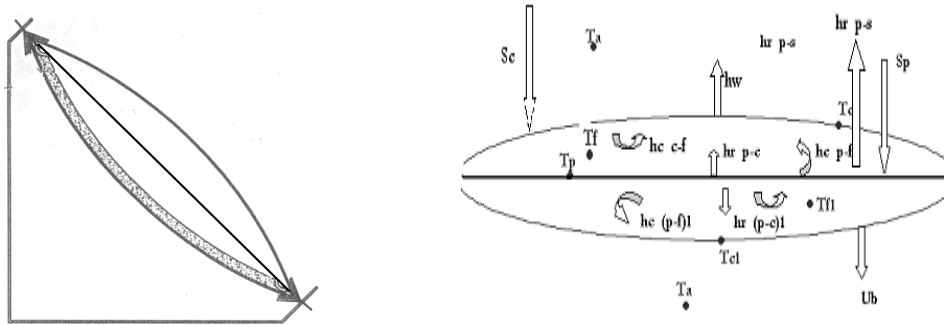


Figura 1: Detalle esquemático de Colector Elíptico y análisis térmico del colector solar a través de su sección transversal.

La pérdida por conducción (Incropera y DeWitt, 1999) es la siguiente:

$$U_b = k_p / x_p + k_{pu} / x_{pu} \quad (1)$$

El coeficiente de transferencia de calor entre placa absorbidora y cubierta parcialmente transparente a radiación infrarroja (Duffie y Beckman, 1980) es:

$$hr_{p-c} = \frac{\sigma * \epsilon_p * \epsilon_c * (T_p + T_c) * (T_p^2 + T_c^2)}{(1 - \rho_p * \rho_c)} \quad (2)$$

Para una cubierta simple que es parcialmente transparente a la radiación infrarroja, el coeficiente de transferencia entre la placa colectora y el cielo (Duffie y Beckman, 1980) es:

$$hr_{p-s} = \frac{\tau_c * \sigma * \epsilon_p * (T_p^4 - T_{cielo}^4)}{(1 - \rho_p * \rho_c) * (T_p - T_a)} \quad (3)$$

El coeficiente de radiación de la cubierta al cielo, es el flujo de calor por radiación originada por la diferencia de temperaturas entre la cubierta y el cielo (Duffie y Beckman, 1980), así se tiene:

$$hr_{c-s} = \sigma * \epsilon_c * (T_c^2 + T_{cielo}^2) * (T_c + T_{cielo}) \quad (4)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección forzada utilizado, y considerando que la cubierta y placa son paralelas (Bistoni et al., 2003), es el recomendado por Nusselt para la región $10 < L/D < 400$:

$$hc_{c-p} = 0.036 * (k / De) * Re^{0.8} * Pr^{0.333} * (De / L)^{0.055} \quad (5)$$

$$hc_{c-f} = hc_{c-p} \quad (6)$$

$$hc_{(c-p)l} = 0.036 * (k / De) * Re^{0.8} * Pr^{0.333} * (De / L)^{0.055} \quad (7)$$

$$hc_{(c-f)l} = hc_{(c-p)l} \quad (8)$$

El perímetro de la elipse esta dado por la siguiente expresión (Pierce, 2008), basado en una serie infinita:

$$h = \frac{(r-s)^2}{(r+s)^2} \quad (9)$$

$$Pe = \pi * (r+s) \sum (0.5/n)^2 * h^n = \pi * (r+s) * [1 + (1/4) * h + (1/64) * h^2 + (1/256) * h^3 + (1/16384) * h^4 + \dots] \quad (10)$$

Esta serie polinómica en h se encuentra gobernada por los términos de orden cero y primer orden, de forma tal que a mayores potencias de h, el residuo es menor. Así, se utilizará la expresión hasta su cuarto término.

El área de la elipse esta dado por:

$$A = \pi * r * s \quad (11)$$

El diámetro equivalente (Heyt & Díaz) de una elipse es:

$$De = \frac{1.55 * A^{0.625}}{P^{0.2}} \quad (12)$$

El área efectiva que se utilizará en los cálculos es:

$$A_l = \frac{A}{4} \quad (13)$$

Radiación Celeste

Para predecir el comportamiento térmico de un colector solar, hay que evaluar la variación intercambiada entre este y el cielo. La denominada *temperatura equivalente del cielo* (Ibáñez Plana et al., 2005) esta influenciada por el estado de la atmósfera y no tiene un valor fijo. La atmósfera es transparente a en zonas de longitudes de onda de 10 a 12 μ m, pero fuera de banda, existen amplias bandas de absorción que afectan a los cálculos de pérdidas térmicas en un colector, debido a su baja dependencia. Esta temperatura se relaciona con la temperatura de rocío T_r , la temperatura ambiente T_a y la hora a partir de la media noche t , mediante la siguiente expresión:

$$T_{ci} = T_a * [0.711 + 0.0056 * (T_r - 273) + 0.000073 * ((T_r - 273)^2) + 0.0013 * \cos(15 t)]^{1/4} \quad (14)$$

Entre la cubierta y el medio ambiente se presenta un fenómeno de convección forzada cuando hay viento pasando sobre la cubierta a la velocidad v . El coeficiente de convección tanto por encima de la cubierta como por debajo de esta (Duffie y Beckman, 1980) se calcula así:

$$h_w = 5.7 + 3.8 * v \quad (15)$$

BALANCE DE ENERGIA

El balance de energía se particionará en tres etapas, donde interviene la absorbancia de cubierta de policarbonato α_c , transmitancia de la cubierta τ_c , intensidad de radiación sobre superficie inclinada I , flujo másico de aire por unidad de ancho del colector m/W_c , calor específico del aire c_p , variación de temperatura longitudinal del colector dT/dx , temperatura de placa absorbidora T_p , temperatura de cubierta T_c , temperatura ambiente T_a , temperatura de fluido por encima de la placa absorbidora T_f , temperatura de fluido por debajo de la placa absorbidora, T_{f1} , temperatura de la cubierta inferior T_{c1} , coeficiente de radiación entre placa absorbidora y cubierta superior $h_{r_{p-c}}$, coeficiente de convección debida al viento h_w , coeficiente de radiación entre cubierta superior de policarbonato y cielo $h_{r_{c-s}}$, coeficiente de convección entre cubierta superior y fluido h_{c-f} , coeficiente de convección entre placa absorbidora y fluido por encima de esta placa $h_{c_{p-f}}$, coeficiente de convección entre placa absorbidora y fluido por debajo de esta placa $h_{c_{(p-f)1}}$, coeficiente de convección entre cubierta inferior y fluido $h_{c_{(c-f)1}}$, coeficiente de radiación entre placa absorbidora y cielo $h_{r_{p-s}}$, coeficiente de radiación entre placa absorbidora y cubierta superior $h_{r_{(p-c)1}}$, coeficiente de pérdida desde la parte inferior de la cubierta inferior U_b .

Para la cubierta:

$$\alpha_c * I + h_{r_{p-c}} * (T_p - T_c) - h_w * (T_c - T_a) - h_{r_{c-s}} * (T_c - T_a) - h_{c-f} * (T_c - T_f) = 0 \quad (16)$$

Para el Fluido:

$$(m/W_c) * c_p * dT/dx = h_{c_{p-f}} * (T_p - T_f) + h_{c-f} * (T_c - T_f) + h_{c_{(p-f)1}} * (T_p - T_{f1}) + h_{c_{(c-f)1}} * (T_{c1} - T_{f1}) \quad (17)$$

Para la Placa

$$\tau_c * \alpha_c * I + h_{r_{p-c}} * (T_p - T_c) - h_{c_{p-f}} * (T_p - T_f) - U_b * (T_p - T_a) - h_{r_{p-s}} * (T_p - T_a) - h_{r_{(p-c)1}} * (T_p - T_{c1}) - h_{c_{(p-f)1}} * (T_p - T_{f1}) = 0 \quad (18)$$

CIRCUITO TERMICO DEL COLECTOR

Este modelo plantea la resolución del circuito planteado, para obtener el coeficiente global de pérdidas.

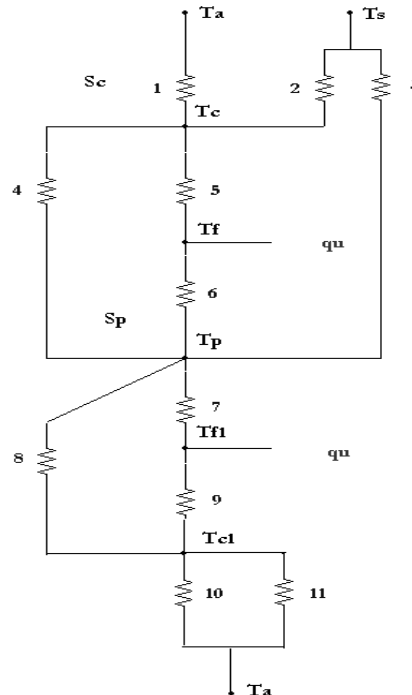


Figura 2: Diagrama de resistencias térmicas del colector

Número	1	2	3	4	5	6
Resistencia Térmica	R1	R2	R3	R4	R5	R6
Coeficiente Transfer.	$1 / (h_{c-c-a})$ o $1 / h_w$	$1 / (h_{r-c-s})$	$1 / (h_{r-p-s})$	$1 / (h_{r-p-c})$	$1 / (h_{c-c-f})$	$1 / (h_{c-p-f})$

Número	7	8	9	10	11
Resistencia Térmica	R7	R8	R9	R10	R11
Coeficiente Transfer.	$1 / (hc_{(p-f)l})$	$1 / (hc_{(c-f)l})$	$1 / (hr_{(p-c)l})$	$1 / U_b$	$1 / (hc_{(c-a)l})$ o $1 / h_{wl}$

Tabla 1: Identificación de coeficientes de transferencia y su analogía con resistencias de un sistema eléctrico

Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor, se resuelve el símil eléctrico, de manera de sumar las resistencias en serie y sumar las inversas de las resistencias en paralelo, resultando el coeficiente global de pérdidas térmicas:

$$\frac{1}{U_p} = \frac{\frac{1/h_w + 1/hr_{c-s}}{1/(h_w * hr_{c-s})} + \frac{1/hc_{c-f} + 1/hc_{p-f} + 1/hr_{p-c}}{(1/hc_{c-f} + 1/hc_{p-f}) * 1/hr_{p-c}} + 1/hr_{p-s}} + \frac{1/h_w + 1/U_b}{1/(h_w * U_b)} + \frac{1/hc_{(p-f)l} + 1/hc_{(c-f)l} + \frac{1/h_{wl} + 1/U_b}{1/(h_{wl} * U_b)}}{(1/hc_{(p-f)l} + 1/hc_{(c-f)l}) * \frac{1/h_{wl} + 1/U_b}{1/(h_{wl} * U_b)}} \quad (19)$$

DATOS METEOROLOGICOS DE CIUDAD DE MACACHIN, PROVINCIA DE LA PAMPA, Y ESTIMACION DE PROPIEDADES TERMICAS DEL AIRE

Se utilizaron valores medios estacionales en las variables atmosféricas, a partir de los datos meteorológicos recolectados.

Estación	Humedad Relativa (%)	Temperatura Rocío (°C)	Temperatura Ambiente (°C)	Humedad Absoluta (%)	Velocidad media de viento (m/s)
Verano	56.07	10.1	21.78	4.6	2.87
Otoño	71.55	6.58	13.89	4	2.48
invierno	70.1	2.3	9.07	3	2.82
Primavera	58.34	6.16	17.02	3.5	3.1

Tabla 2: Promedio de variables meteorológicas de Macachín de cada estación desde 1941 hasta 1976 y desde 1983 hasta 2005. Los datos de Humedad Absoluta fueron obtenidos del diagrama psicrométrico entrando con la Humedad Relativa y Temp. de Rocío.

Los valores de densidad (Santiago y González, 2001) fueron obtenidos también para cada estación a partir de, presión atmosférica p, masa de aire seco Ma, factor de compresibilidad adimensional Z, constante molar de los gases R, temperatura ambiente de pto de rocío T, masa molar de vapor de agua en aire Mv, y fracción molar de vapor de agua xv, así:

$$\rho = \frac{p * Ma}{Z * R * T} * [1 - xv * (1 - Mv/Ma)] \quad (20)$$

La fracción molar de vapor de agua xv, se calcula en función de la humedad relativa h, temperatura ambiente en el punto de rocío Ta, presión atmosférica p, y parámetros adimensionales.

$$xv = \frac{h}{100} * (\alpha + \beta * p + \gamma * ta^2) * \frac{e^{(A * T^2 + B * T + C + D/T)}}{p} \quad (21)$$

α	β (Pa ⁻¹)	γ (°K ⁻²)	A (°K ⁻²)	B (°K ⁻¹)	C	D (°K)
1.0062	3.14 x10 ⁻⁸	5.6 x10 ⁻⁷	1.24 x10 ⁻⁵	-0.0191	33.93711047	-0.00634

Tabla 3: Valores de parámetros para cálculo de densidad de aire y fracción molar de agua en el mismo.

El factor de compresibilidad Z, se calcula en función de variables descriptas más arriba y parámetros adimensionales:

$$Z = 1 - \frac{p}{T} * [a_0 + a_1 * ta + a_2 * ta^2 + (b_0 + b_1 * ta) * xv + (c_0 + c_1 * ta) * xv] + \frac{p^2}{T^2} * (d + E * xv^2) \quad (22)$$

$a_0 (^{\circ}\text{K Pa}^{-1})$	$a_1 (\text{Pa}^{-1})$	$a_2 (^{\circ}\text{K}^{-1}\text{Pa}^{-1})$	$b_0 (^{\circ}\text{K Pa}^{-1})$	$b_1 (\text{Pa}^{-1})$	$c_0 (^{\circ}\text{K Pa}^{-1})$	$c_1 (\text{Pa}^{-1})$	$D (^{\circ}\text{K}^2 \text{Pa}^{-2})$	$E (^{\circ}\text{K}^2 \text{Pa}^{-2})$
1.58×10^{-6}	-2.93×10^{-8}	1.10×10^{-10}	5.70×10^{-6}	-2.05×10^{-8}	1.99×10^{-4}	-2.38×10^{-6}	1.83×10^{-11}	7.65×10^{-9}

Tabla 4: Valores de parámetros para cálculo del factor de compresibilidad. Esto esta realizado prefijando una incertidumbre de 10 % en la Humedad Relativa, 0.1 hPa y 1°C.

Como los valores de densidad del aire a obtener son los de la parte interior del colector, por ende la temperatura es mas elevada que fuera de este, y como conocemos la densidad a la temperatura ambiente, para calcular la nueva densidad usamos la ecuación de gases ideales a P y V constantes. De manera que la nueva densidad se calculará como:

$$(\rho * T)_{\text{ambiente}} = \rho * T \quad (23)$$

Para calcular el calor específico (Anantharaman & Begun, 2005) de aire húmedo se utilizó la siguiente correlación:

$$c_p = 1.005 + 1.884 * H \quad (24)$$

La Conductividad Térmica de aire húmedo (Rubio y Fernández, 2004) se obtiene a partir de:

$$k = 0.0244 + 0.7676 \times 10^{-4} T_a \quad (25)$$

La conductividad a calcular será la del aire dentro del colector, así que, como la temperatura es ahora mayor, se utilizó esta fórmula y se obtuvo los resultados de la siguiente tabla.

Estación	Densidad (Kg/m ³)	Calor Específico (kJ/Kg °C)	Conductividad Térmica (J/s m°C)
Verano	1.1671	1.099	0.047
Otoño	1.2043	8541	0.046
invierno	1.1949	7599	0.046
Primavera	1.1936	6657	0.047

Tabla 5: Promedio de densidad del aire de Macachín de los últimos 22 años para cada estación. Estimación de calor específico y conductividad térmica.

Para calcular la Viscosidad del aire húmedo, adoptamos valores para aire seco, ya que la incidencia por su pequeña variación no incidirá en la estimación del número de Reynolds.

TEMPERATURAS PROPUESTAS Y PROPIEDADES OPTICAS DEL COLECTOR

Respecto a la transmitancia de la cubierta de policarbonato, esta varía según la inclinación del colector. Según datos bibliográficos (Perelló D., 2008) para los ángulos óptimos estimados los valores a usar son:

Estación	Transmitancia de cubierta
Verano	0.83
Otoño	0.75
Invierno	0.75
Primavera	0.83

Tabla 6: Transmitancia de la cubierta de policarbonato de 4 mm de espesor para cada estación del año.

Estación	$T_p = T_{p1} (^{\circ}\text{K})$	$T_c (^{\circ}\text{K})$	$T_{c1} (^{\circ}\text{K})$	$T_r (^{\circ}\text{K})$	$T_a (^{\circ}\text{K})$	t (hora)
Verano	315.15	328.15	302.15	283.25	294.93	13
Otoño	310.15	323.15	300.15	279.73	287.04	13
Invierno	305.15	316.15	298.15	275.45	282.22	13
Primavera	309.15	322.15	300.15	279.31	290.17	13

Tabla 7: Promedio de temperatura en el colector propuesta de cada estación anual.

Estación	ϵ_p	ϵ_c	ρ_c	ρ_p	τ_c	α_p	A_c	U_p
Verano	0.96	0.75	0.05	0.04	0.83	0.96	0.12	0.0381
Otoño	0.96	0.75	0.05	0.04	0.75	0.96	0.2	0.0399
Invierno	0.96	0.75	0.05	0.04	0.75	0.96	0.2	0.0367
Primavera	0.96	0.75	0.05	0.04	0.83	0.96	0.12	0.0378

Tabla 8: Emisividad, absorbancia y transmitancia de placa absorbadora (Freixanet, 2000) y cubierta para cada estación, junto al coeficiente global de transferencia de calor de cada estación anual

EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

Puede definirse la eficiencia η del colector como el cociente entre la potencia útil y la radiación incidente. La eficiencia efectiva del colector pudo calcularse como:

$$\eta = \frac{(q_u - P / 0.18)}{(I * A_2)} \quad (26)$$

Las ecuaciones correspondientes a potencia del ventilador calor (Bistoni S. et al., 2003) de la ecuación de rendimiento son:

$$P = \rho_1 * 0.059 * Re^{-0.2} * L * V^3 * (W + Hh) * 8 \quad (27)$$

$$q_u = Fr * A * [S - 8 * (U_p * (T_{fe} - T_a))] \quad (28)$$

Asumimos un conducto desde el colector hacia el ventilador centrífugo de 4 metros de largo, y de 0.1 de alto y 0.2 de ancho. Por otro lado el se considerará que el ventilador trabajará un promedio anual de 8 horas diarias.

Asumimos que $T_e = T_p$, y el área del captador es igual al producto de su longitud por el ancho, equivalente a 5.8 m por 0.90 m de ancho (5.22 m²), dado que los perfiles aluminizados en sus costados le quita área activa.

Los valores de I son sobre superficie inclinada, mientras que S toma en cuenta la influencia del parámetro τ_a . La transmitancia de la superficie transparente y la absorbancia de la placa absorbadora, dependen del ángulo de incidencia de la radiación sobre el colector. El producto corresponde a valores de transmitancia y absorbancia para la radiación con incidencia normal (τ_a)_n. Los valores medios mensuales, pueden ser menores según la orientación del colector y época del año. Esta relación se conoce con precisión cuando conocemos la suma de las componentes directa, difusa, reflejada.

El ángulo medio de incidencia de radiación reflejada y difusa es de 60°, mientras que el ángulo medio de radiación directa se calcula como la diferencia entre la latitud del lugar y la inclinación del colector. Para este último se obtienen a través de las gráficas ángulo de incidencia.

Estación	ρ_1 (Kg/m ³)	P (Wh/día)	Re	Fr	S (Wh/m ² /día)	I (Wh/m ² /día)	q_u (Wh)	η
Verano	1.097	0.624	3.16 x10 ⁴	1.0438	5096.9	6592.5	2.77 x10 ⁴	0.806
Otoño	1.166	0.656	3.37 x10 ⁴	1.0438	3625.7	4578.9	1.97 x10 ⁴	0.825
Invierno	1.111	0.632	3.29 x10 ⁴	1.0444	3574.1	4513.7	1.94 x10 ⁴	0.825
Primavera	1.157	0.648	3.40 x10 ⁴	1.0439	4876.1	6306.9	2.65 x10 ⁴	0.806

Tabla 9: Variables fundamentales del sistema.

Los Valores de S e I fueron obtenidos con ángulo óptimo de inclinación del colector de 12° en Verano y Primavera, y 56° en Invierno y Otoño.

SUPERFICIES DE CAPTACION. METODO F-CHART

Para dimensionar las superficies de captación en un sistema solar térmico ampliamente usado es el propuesto por Beckman 2003. Para ello requiere la identificación de las variables X_f y Y_f , y se basa en la utilización de estos números calculándolos para cada mes del año, luego se usan estas expresiones que definen las curvas f_i para determinar el rendimiento medio del sistema para un período de tiempo considerable.

Calculo de X_f .

El cálculo se puede plantear de la siguiente forma:

$$X_f = [F_r * U_p * (F_r / F_r) * (T_{ref} - t_a) * \Delta t * [(V_e / 10)^{0.28}] * K_{f2} * A] / Q_1 \quad (29)$$

(F_r/F_r): factor de corrección captador-intercambiador, e indica la disminución de la energía útil obtenida por utilizar un intercambiador de calor y un doble circuito. Varía entre 0 y 1.

A: área de intercambio de los colectores.

Factor de corrección $(V_e / 10)^{0.28}$

El método se ha desarrollado en base a un volumen específico de acumulación de 10 litros por cada m^2 de superficie de colector. Para este caso V_e equivale a 13.11 l/sm^2

Factor de corrección K_{f2}

$$K_{f2} = \frac{11.6 + 1.18 * T_{acs} + 3.86 * T_e - 2.32 * T_a}{100 - T_a} \quad (30)$$

Las curvas-f se aplican a sistemas solares térmicos que satisfacen cargas térmicas de calefacción y agua caliente. La T_{acs} requerida la planteamos en 43°C .

Calculo de Y_f

El cálculo se puede plantear de la siguiente forma:

$$Y_f = [F_r * (\tau_a)_n * (F_r / F_r) * [(\tau_a)_{media} / (\tau_a)_n] * H_s * N * A] / Q_1 \quad (31)$$

La relación $(\tau_a)_{media}/(\tau_a)_n$ tiene un valor de 0.96 (Blanch y López Martínez, 1999) aproximadamente para colector de una sola cubierta transparente.

$$f = 1.040 * Y_f - 0.065 * X_f - 0.159 * Y_f^2 + 0.00187 * X_f^2 + 0.0095 * Y_f^3 \quad (32)$$

F_r	L (m)	A2 (m2)	K_{f1}	$T_s = T_{acs} (^\circ\text{C})$	$c_p (\text{J/kg}^\circ\text{K})$	U_p	F_r / F_r	$(\tau_a)_{media} / (\tau_a)_n$	$F_r * (\tau_a)_n$
0.9899	5.8	5.22	1.4536	43	1060	0.038	0.95	0.96	0.76

Tabla 10: Factores determinantes para la obtención de los valores X, Y del método f-Chart.

Mes	Días	$T_a (^\circ\text{C})$	K_{f2}	d (kg/m3)	$Q_1 (\text{J/mes})$	X_f	$H_s (\text{Wh/m}^2/\text{día})$	Y_f	f
Enero	31	25	1.3445	1.112	1.2967×10^9	0.0442	7260	2.2607	1.6454
Febrero	28	23.25	1.2788	1.112	1.2851×10^9	0.0392	6490	1.8419	1.4330
Marzo	31	20.15	1.1693	1.123	1.66247×10^9	0.0319	4950	1.2023	1.0350
Abril	30	15.3	1.0142	1.136	1.9728×10^9	0.0240	3600	0.7131	0.6626
Mayo	31	10.96	0.8897	1.145	2.3766×10^9	0.0189	2500	0.4247	0.4125
Junio	30	7.63	0.8021	1.153	2.5567×10^9	0.0159	1950	0.2980	0.2950
Julio	31	6.97	0.7855	1.156	2.6982×10^9	0.0154	2250	0.3367	0.3315
Agosto	31	9.21	0.8429	1.153	2.5239×10^9	0.0172	3070	0.4911	0.4724
Septiembre	30	12.12	0.9218	1.145	2.2167×10^9	0.0201	4330	0.7633	0.7041
Octubre	31	16.08	1.0379	1.135	1.9794×10^9	0.0250	5530	1.1281	0.9829
Noviembre	30	20	1.1642	1.125	1.6207×10^9	0.0316	6860	1.6539	1.3261
Diciembre	31	22.5	1.2515	1.119	1.4861×10^9	0.0371	7340	1.9943	1.5147

Tabla 11: Datos del método F-Chart

CONCLUSIONES

El análisis teórico del coeficiente global de pérdida desarrollado según la ecuación (19), demuestra bajos valores del mismo visualizados en la última columna de la tabla 8, lo que estima bajas pérdidas térmicas. En el estudio no se consideran las pérdidas térmicas del conducto principal.

Los rendimientos presentan valores aceptables, estos fueron obtenidos a partir de la ecuación (26) y se encuentran en la última columna de la tabla 9.

Para el método f-Chart se realizó el estudio considerando 8 horas diarias para estimar la carga térmica mensual. Mientras que el área del colector fue reducida en su ancho a 0.92 m por la ubicación de los perfiles de aluminio. Este equipo permite una vez especificada la temperatura de trabajo del aire, conociendo las variables meteorológicas y parámetros del colector, cuantificar la carga térmica requerida, logrando variar el flujo de aire y/o anular, o poner en servicio colectores adicionales, y/o variar el flujo de cada uno de ellos, luego es importante la selección adecuada del ventilador centrífugo.

NOMENCLATURA

$1/(hc_{c-a})$ o $1/h_w$	Coeficiente de convección debida al viento ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hr_{c-s})$	Coeficiente de radiación entre cubierta y cielo ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hr_{p-s})$	Coeficiente de radiación entre placa absorbadora y cielo ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hr_{p-c})$	Coeficiente de radiación entre placa absorbadora y cubierta ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hc_{c-f})$	Coeficiente de convección entre fluido y cubierta ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hc_{p-f})$	Coeficiente de convección entre el fluido y la placa absorbadora ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hc_{(p-f)1})$	Coeficiente de convección entre placa y el fluido bajo esta ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hc_{(c-f)1})$	Coeficiente de convección entre cubierta y fluido sobre esta ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hr_{(p-c)1})$	Coeficiente de radiación entre placa y cubierta de abajo ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/U_b$	Coeficiente de pérdida desde la parte inferior ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/U_p$	Coeficiente Global de pérdida del Colector ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
$1/(hc_{(c-a)1})$ o $1/h_{w1}$	Coeficiente de convección debida al viento ($1/ W/m^2^{\circ}C$),
qu	Calor que llega al colector descontando las pérdidas térmicas (W),
0.18	Factor de conversión de energía mecánica en energía térmica en nuestro país.
Q1	Carga térmica total mensual (J/mes).
Fr	Factor de efíc. de interc entre placa absorb. y fluido (Adim.).
kp	Conductividad térmica del policarbonato ($W/ m^2^{\circ}K$),
xp	Espesor de policarbonato (m),
I	Intensidad de Radiación sobre sup. inclinada (Wh/m^2)
ϵ_p	Emisividad de la Placa Absorbadora,
α_c	Absorbancia de la Cubierta de Policarbonato,
ρ_c	Reflectancia de la Cubierta de Policarbonato,
k	Conductividad Térmica del Aire ($W/ m^2^{\circ}K$),
μ	Viscosidad del Aire (N/ m^2s),
H	Humedad Absoluta (%),
T_p	Temperatura de Placa Absorbadora ($^{\circ}K$),
T_{ci}	Temp. Cubierta de Policarbonato Inferior ($^{\circ}K$),
T_a	Temperatura Ambiente ($^{\circ}K$), ($^{\circ}C$)
T_r	Temperatura de Rocío ($^{\circ}K$),
T_{fl}	Temp. de fluido abajo de la Placa Absorb. ($^{\circ}K$),
T_{ef}	Temperatura media entrada del fluido ($^{\circ}C$),
T_{acs}	Temperatura necesaria de salida ($^{\circ}C$),
v	Velocidad del viento (m/s),
Re	Número de Reynolds,
W	Ancho del conducto hacia el vent. Centrífugo (m),
A2	área de superficie captadora (m^2).
kpu	Conductividad térmica del poliuretano ($W/ m^2^{\circ}K$),
xpu	Espesor de poliuretano (m).
σ	Constante de Boltzman ($5.67 \times 10^{-8} (W/ m^2^{\circ}K^4)$),
ϵ_c	Emisividad de la Cubierta de Policarbonato,
ρ_p	Reflectancia de la Placa Absorbadora,
τ_c	Transmitancia de la Cubierta,
cp	Calor Específico del Aire Húmedo ($kJ/ kg^{\circ}C$),
d	Densidad del Aire Húmedo (Kg/m^3),
De	Diámetro Equivalente (m),
T_c	Temp. Cubierta de Policarbonato Superior ($^{\circ}K$),
T_e	Temp. de entrada del fluido al colector ($^{\circ}C$),
T_{cielo}	Temperatura de Cielo ($^{\circ}K$),
T_f	Temp. de fluido arriba de la Placa Absorb. ($^{\circ}K$),
t_a	Temperatura media mensual ($^{\circ}C$),
T_{ref}	Temperatura media mensual ($^{\circ}C$),
L/D	Relación diámetro/longitud de colector,
Pr	Número de Prandtl,
L	Longitud del Colector (m),
Hh	Alto del conducto anterior (m),

Pe	Perímetro de la elipse (m),	A	Área del captador (m ²),
r	Longitud menor de la elipse (m),	s	Longitud mayor de la elipse (m),
t	Hora a partir de la media noche (Hora),	Δt	Número total de segundos al mes (s),
N	Número de días del mes,	Hs	Rad. diaria media mensual incidente (Wh/m ² /día),
ρ	Densidad del aire en (kg/m ³),	p	Presión atmosférica en (Pa),
Ma	Masa del aire seco 0.0289635 kg/mol,	Z	Factor de compresibilidad adimensional,
R	Constante molar de los gases (8.31451 J/Kmol),	T	Temperatura ambiente de pto de rocío en (°K),
Xv	Fracción molar de vapor de agua,	Mv	Masa mola de vapor de agua (0.0180154),
ta	Temperatura ambiente de pto rocío (°C),	h	Humedad relativa (%),
P	Potencia de bombeo del aire por el vent. (W),	V	Velocidad del aire en el colector (m/s),
ρl	Dens. del aire en el interior del colector (kg/m ³),	I	Radiación Solar Incidente en superficie inclinada,
i	Ángulo de incidencia (°),	Ko	Coefficiente de extinción (m ⁻¹),
Δx	Grosor del Policarbonato (m),	N	Número de días del mes,
Hs	Radiación diaria media mensual incidente	A1	Área efectiva de elipse- Secc. transv. colect. (m ²)
m/Wc	Flujo másico de aire por u. de ancho de col. (kg/s m)	dT/dx	Variación de temp. longitudinal del col. (°K/m)

REFERENCIAS

- Duffie J., Beckman W. (1980). Solar Engineering of Thermal Processes, pp: 174-175, 207, 257, 267, 297-299, 689, 698-702, John Wiley & Sons, E.E.U.U.
- Incropera F., DeWitt D. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor, 4 ° ed, pp. 420-421, 425-426, 482, 487, 490-491, 506, 509, 515, 289-290, Prentice Hall, México.
- Ibáñez Plana M., Rosell Polo J., Rosell Urrutia J.(2005). Tecnología Solar, pp 105-111, 116, 233-241, Mundi-Prensa, España.
- Bistoni, S. y et al. (2003). Análisis Teórico de un Colector Solar de Aire, ASADES, Vol. 7, Argentina.
- Perelló Daniel A. (2008). Policarbonato versus vidrios en Colectores Solares, pp: 2-6, 9-11, 27-31 Universidad Nacional de Salta, Salta.
- Espinoza R. y et al. (2010). Secado Solar de Productos Agroalimentarios en Iberoamérica. pp: 122-131. Espinosa, Saravia. 1° ed. Salta.
- Felipe Blanch J. J., López Martínez J. A. (1999). Sistemas Solares Térmicos de Baja Temperatura, pp: 19, 23, 25, 26, Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona.
- Santiago B., González G. (2001). Estimación de la Incertidumbre en la Determinación de la Densidad del Aire. Centro Nacional de Metrología, México.
- Rubio C., Fernández Z. (2004). Caracterización Térmica Local de Cavidades Triangulares en Estado Permanente, pp: 2, Ingeniería Mecánica Tecnología y Desarrollo, México.
- Anantharaman N., Begum S. (2005). Elements of Mass Transfer, Part I, pp: 83, 100, Prentice Hall, India.
- Freixanet F., (2000). Balance Térmico, Laboratorio de Arquitectura Bioclimática de Universidad Autónoma Metropolitana, México.
- Pierce R., (2008). Perímetro de una Elipse. Pierce R.

ABSTRACT. In this development was calculated and designed a theoretical physical model of a solar air collector, in order to have a feasible energy device to be used in agro-industrial processes and thermal conditioning of the habitat environments. This design includes a single collector of work. The approach used is quantitative, for it is performed simulations based on meteorological data for the city of Macachín, in the province of La Pampa. The results are favorable in terms of energy efficiency.

Keywords: solar energy, heat transfer, simulation, efficiency.